

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

УДК 621.165

О.Н. СЛАБЧЕНКО\*, канд. техн. наук, М.В. ЗАЙЦЕВ\*, канд. техн. наук,  
А.Ю. КОЗЛОКОВ\*\*, инженер, А.Д. ЗОЛОТУХИН\*, инженер

\*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,  
г. Харьков, Украина

\*\*Харьковская «ТЭЦ-5», г. Харьков, Украина

### ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЦНД ТУРБИНЫ Т-250/300-23,5 ХАРЬКОВСКОЙ ТЭЦ-5

Пропонується здійснювати оцінку ефективності роботи проточних частин ЦНТ парових турбін взагалі і зокрема ЦНТ турбіни Т-250/300-23,5 з урахуванням умов експлуатації конкретного блока. На підставі такої оцінки можливі рекомендації щодо модернізації. При цьому оцінку економічності варіанту модернізації здійснювати по виробленню електроенергії, яке можна визначити, використовуючи інтегральні характеристики ступенів – витрату пари, теплоперепади і ККД у змінному режимі, отримані як експериментально, так і розрахунково.

It was proposed to carry out an estimation of the steam turbines flow paths efficiency for the low pressure cylinder in general and particularly for the low pressure cylinder of the T-250/300-23,5 steam turbine taking into account inherent operation conditions. Basing on such estimation it is possible to make recommendations for flow path modernization. Efficiency estimation for the each modernized variant should be developed basing on rate of the electrical energy generation. The rate can be determined by using the integrated characteristics of the turbine stages, i.e. mass flow rate, heat drop, performance factor in varying duty that were obtained as experimentally as well in calculations.

При нынешней структуре потребления электроэнергии в Украине уже и энергоблоки мощностью 300 МВт используются для покрытия переменной части графиков электрической нагрузки, при этом часто их мощность опускается до 40 % номинальной. В зависимости от системы охлаждения циркуляционной воды давление в конденсаторе турбин изменяется от 3 до 12 кПа. При малых нагрузках турбин и повышенных противодавлениях существенно нарушаются режимы работы ступеней ЦНД, в особенности последней и предпоследней ступеней, что приводит к снижению их экономичности и является причиной их переходов в режимы работы с поглощением мощности (вентиляционные режимы). В связи с этим оценка эффективности работы ЦНД является весьма актуальной, так как при конкретных условиях эксплуатации турбины может оказаться, что, например, за год эксплуатации турбины последние ступени могут поглощать больше электроэнергии, чем вырабатывать. Анализ работы турбины К-300-23,5 [1] на одной из электростанций с оборотной системой охлаждения показал, что демонтаж последних ступеней ЦНД приводит к существенной дополнительной выработке электроэнергии за год эксплуатации турбины, в связи с чем на 4-х турбинах были демонтированы последние ступени. Эксплуатация этих турбин без последних ступеней не вызывала никаких неприятностей уже несколько лет.

Для теплофикационных турбин условия работы последних ступеней определяются не только электрической нагрузкой и давлением в конденсаторе, но и величиной тепловой нагрузки. Кроме того, теплофикационные турбины, как правило, работают с оборотной системой охлаждения, что предопределяет большое сезонное изменение давления в конденсаторе. Эти обстоятельства в существенной мере увеличивают длительность вентиляционных режимов с большими по сравнению с конденсационными турбинами значениями поглощаемой мощности. Для турбин

Т-250/300-23,5 все это приводит к тому, что расход пара в ЦНД в процессе эксплуатации изменяется от 1 до 0,05–0,1 от номинального, а вентиляционная мощность ЦНД может превосходить 4 МВт, которая приходится в основном на последние ступени с длиной рабочих лопаток 940 мм (номера 31 и 40 в соответствии с заводской нумерацией). В малорасходных режимах мощность вентиляции одной такой ступени при давлении в конденсаторе около 7 кПа превышает 1,3 МВт. Поэтому известные [2–4] предложения по модернизации ЦНД в основном касаются последних ступеней.

С целью снижения мощности вентиляции, расширения диапазона турбинных режимов последних ступеней и уменьшения расхода пара на охлаждение ЦНД в [2] предлагается осуществлять замену штатных последних ступеней на ступени с длинами рабочих лопаток 830 мм или 660 мм (двухступенчатое исполнение одного потока ЦНД). Здесь же рассматривается и вариант проточной части с удаленными штатными рабочими лопатками последней ступени. По результатам промышленных испытаний штатного ЦНД и ЦНД с демонтированными рабочими лопатками 31 и 40 ступеней на ТЭЦ-23 АО «Мосэнерго» [3] сделан вывод, что при работе турбины Т-250/300-23,5 без рабочих лопаток последних ступеней в теплофикационном режиме 8 мес. в году и 4 мес. в конденсационном режиме достигается ощутимый экономический эффект. Здесь же указывается, что эксплуатация турбины без рабочих лопаток последних ступеней не вызвала никаких проблем в течение первого года работы. В [2, 3], как и в работе [4], при сравнении эффективности предлагаемых вариантов модернизации ЦНД принимались во внимание типовые теплофикационные и конденсационные режимы по данным завода-изготовителя без учета действительных графиков изменения электрической, тепловой нагрузки и давления в конденсаторе.

Для принятия решений по модернизации ЦНД важна достоверность технико-экономических расчетов, основа которых – энергетические характеристики ступеней в переменном режиме и достоверная оценка параметров и режимов работы конкретного блока.

Для определения реальных графиков электрической и тепловой нагрузок турбины Т-250/300-23,5 Харьковской ТЭЦ-5 и оценки эффективности работы ступеней ЦНД при помощи информационно-вычислительного комплекса (ИВК) с 01.11.2006 г. по 01.11.2007 г. с интервалом в 2 часа были зарегистрированы 2987 режимов, в каждом из которых измерялись 18 параметров, значения которых в указанном интервале времени принимались постоянными. Измерения проводились штатными приборами информационно-вычислительного комплекса в реальных режимах работы блока. В числе проанализированных режимов были 1000 конденсационных и 1987 теплофикационных. При этом оказалось, что в конденсационных режимах с общим временем работы 2000 час. турбина с мощностью, близкой к номинальной (250–275 МВт), работала всего 3,8 % общего времени, а основное время, около 89 %, работала с нагрузкой 140–150 МВт. Время работы в конденсационных режимах с давлением в конденсаторе в пределах 0,0083–0,0103 МПа составляло 66 %, а при расчетном давлении в конденсаторе турбина работала всего 2 % общего времени. В теплофикационных режимах 65 % времени приходится на режимы с тепловой нагрузкой 580–840 ГДж/ч, что составляет от 40 до 60 % от номинальной. Время работы в теплофикационных режимах с электрической нагрузкой, близкой к номинальной, составило 33,4 %, а с нагрузкой 150–170 МВт около 32 % общего времени.

Известно [5], что безразмерные характеристики переменного режима работы конкретной ступени могут быть представлены в зависимости от относительного

объемного расхода пара за ступень  $\overline{GV}_2 = \frac{GV_2}{(GV_2)_{\eta_{oi} \max}}$ , где  $GV_2$ ,  $(GV_2)_{\eta_{oi} \max}$  –

объемные расходы пара в переменном режиме и режиме при максимальном КПД;  $G$  – расход пара,  $V_2$  – удельный объем за ступенью.

Для всех ступеней ЦНД (29-й, 30-й, 31-й) были рассчитаны зависимости  $\overline{\eta}_{oi} = f(\overline{GV}_2)$  и  $\overline{h}_0 = f(\overline{GV}_2)$ , где  $\overline{\eta}_{oi} = \frac{\eta_{oi}}{\eta_{oi \max}}$  и  $\overline{h}_0 = \frac{h_0}{h_{0 \eta_{oi \max}}}$ .

Расчет проводился по одномерной теории с учетом данных испытания ступеней с малым отношением  $D_{cp}/l$  в переменных режимах [6] (рис. 1, 2),

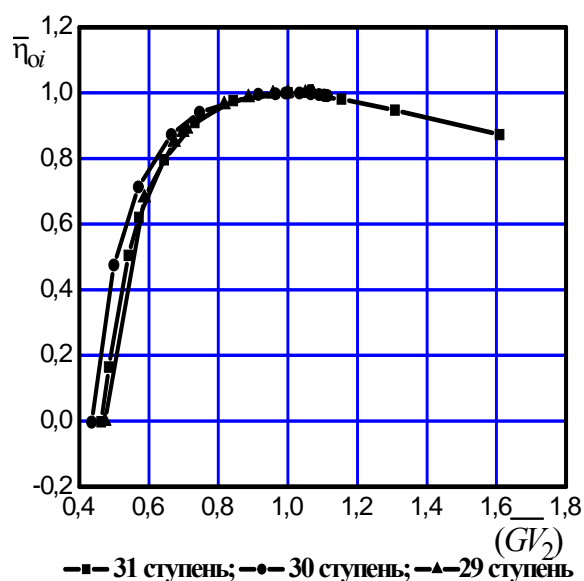


Рис. 1. Зависимость  $\overline{\eta}_{oi} = f(\overline{GV}_2)$

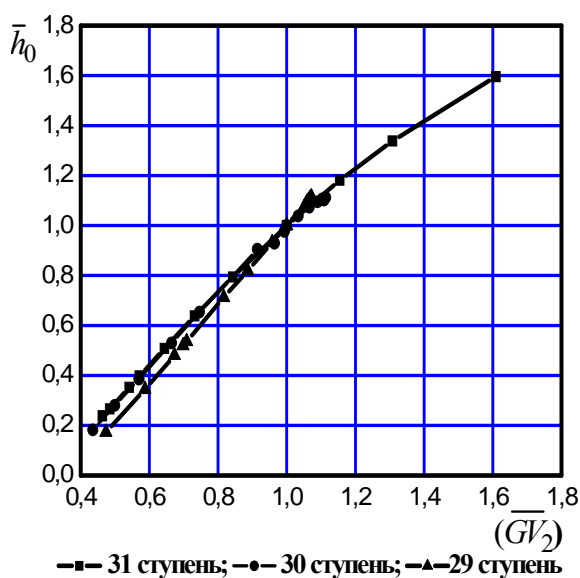


Рис. 2. Зависимость  $\overline{h}_0 = f(\overline{GV}_2)$

Штатным ИВК блока измерение расхода в ЦНД не предусмотрено. Определение  $G_{\text{ЦНД}}$  возможно по расчетной характеристике завода-изготовителя, которая представляет собой зависимость расхода пара в ЦНД от расхода в голову турбины  $G_0$  при различных тепловых нагрузках  $Q$ ,  $G_{\text{ЦНД}} = f(G_0, Q)$ . Учитывая высокую точность измерения мощности  $N$  турбины, оценка достоверности измерения  $G_0$  проведена путем сравнения зависимости  $G_0 = f(N)$ , полученной по замеренным значениям параметров с заводской характеристикой на конденсационных режимах. Как видно из рис. 3, линия регрессии, полученная по результатам замеров, близка к заводской характеристике. Несколько повышенный расход по данным измерений является следствием износа оборудования.

Соответствие характеристики  $G_{\text{ЦНД}} = f(G_0, Q)$  для конденсационных режимов условиям эксплуатации показано на рис. 4, где для режимов с одинаковой мощностью турбины представлены расходы пара в ЦНД, определенные по характеристике  $G_{\text{ЦНД}} = f(G_0)$  и соответствующие этой же мощности значения давления на входе в ЦНД, определенные по результатам измерения давлений в отборе на ПГС-1 ( $P_n$ ), которые можно считать равными давлениям на входе в ЦНД. Линия регрессии этих данных близка к расчетным значениям давлений и совпадает с заводской зависимостью  $G_{\text{ЦНД}} = f(P_{0 \text{ ЦНД}})$ . Аналогичные данные для теплофикационных режимов представлены на рис. 5. Здесь же представлена и зависимость  $G_{\text{ЦНД}} = f(P_{0 \text{ ЦНД}})$  для конденсационных режимов.

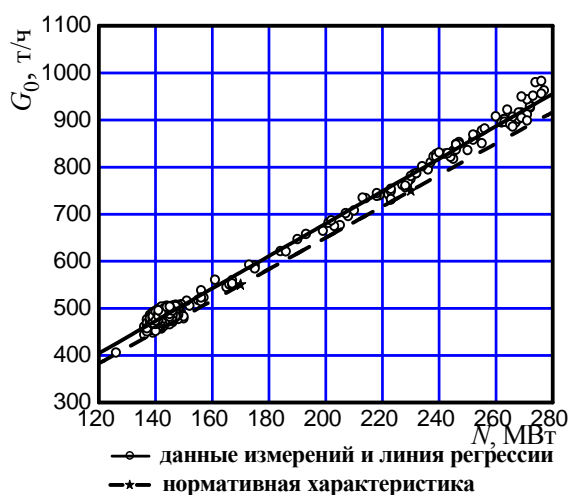


Рис. 3. Зависимость мощности турбины от расхода острого пара

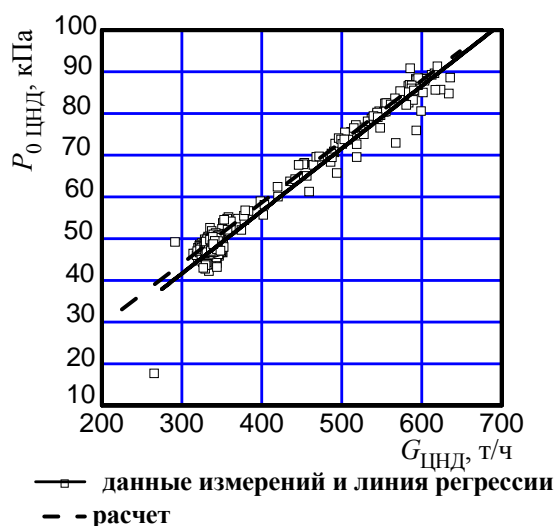


Рис. 4. Зависимость расхода пара в ЦНД на конденсационных режимах от  $P_{0\text{ ЦНД}}$

Более точно можно рассчитать расход пара  $G_{\text{ЦНД}}$  в теплофикационных режимах, если известна расходная характеристика ЦНД  $G_{\text{ЦНД}} = f(P_{0\text{ ЦНД}}, t_{0\text{ ЦНД}}, \bar{\delta})$ . Здесь  $P_{0\text{ ЦНД}}$  и  $t_{0\text{ ЦНД}}$  – давление и температура пара перед поворотной регулирующей диафрагмой (РД), а  $\bar{\delta} = \frac{\delta}{\delta_{\text{max}}}$  – степень открытия диафрагмы. Температура  $t_{0\text{ ЦНД}}$  мало отличается от измеренной температуры в нижнем отборе  $t_{\text{н}}$  и может быть принятой равной последней.

Известны результаты расчета пропускной способности ЦНД с регулирующими диафрагмами (РД), приведенные в [7] и основанные на экспериментальных данных [8]. Однако исследованные авторами режимы относятся к малому диапазону открытия РД ( $\bar{\delta} > 0,15$ ) и к малым перепадам давления на них, ( $\varepsilon = P_1/P_{\text{вх}} > 0,3$ ). Здесь у авторов  $P_1$  – давление за, а  $P_{\text{вх}}$  – перед соплами регулирующей диафрагмы. В настоящей работе с целью расширения диапазона  $\bar{\delta}$  и  $\varepsilon$  по методике [9] были выполнены расчеты течения вязкой сжимаемой жидкости в каналах РД 29 ступени. Схемы расчетного канала и течения в каналах решетки приведены на рис. 6, где  $\delta_{\text{max}}$  – ширина канала

Область режимов со значениями параметров правее и ниже характеристики конденсационных режимов свидетельствует о том, что на теплофикационных режимах при одном и том же давлении пара перед ЦНД  $P_{0\text{ ЦНД}}$  расход пара больше, чем в конденсационных, чего не может быть. Это говорит о том, что в реальных условиях эксплуатации существуют неучтенные расходы пара и потоки тепла. Поэтому использование характеристики  $G_{\text{ЦНД}} = f(G_0, Q)$  для определения  $G_{\text{ЦНД}}$  на теплофикационных режимах нецелесообразно.

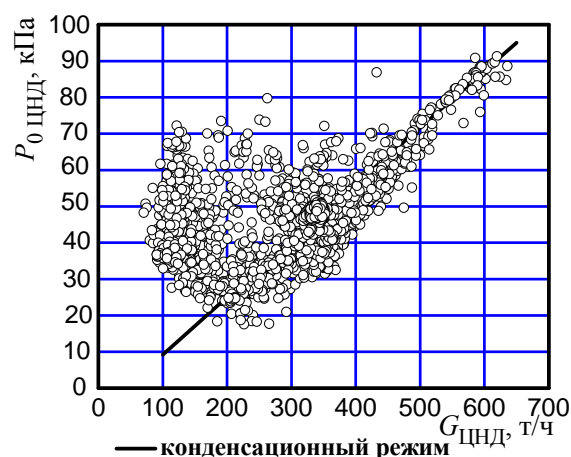


Рис. 5. Зависимость расхода в ЦНД  $G_{\text{ЦНД}}$  от  $P_{0\text{ ЦНД}}$

полностью открытой диафрагмы,  $\delta$  – ширина канала на входе частично открытой диафрагмы, 1 – поворотное кольцо, 2 – направляющие лопатки.

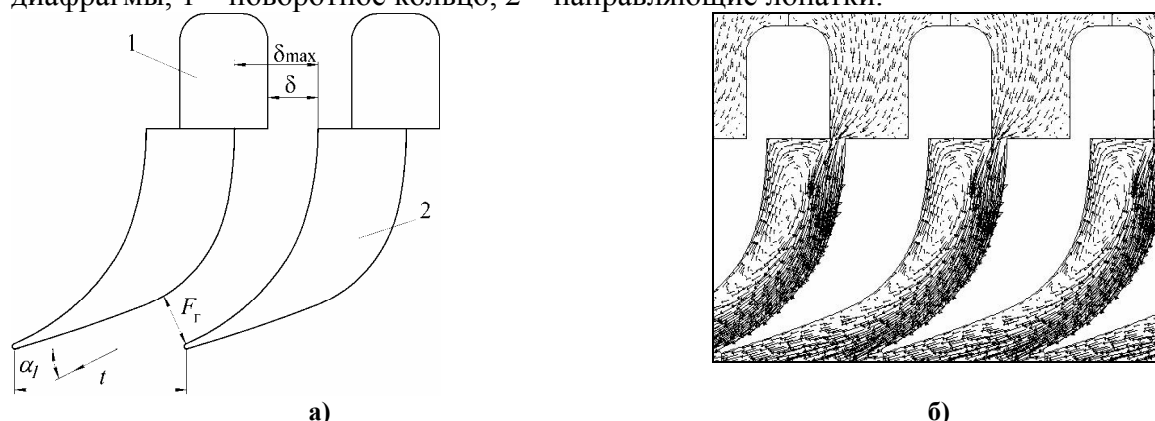


Рис. 6. Канал (а) и схема течения в канале регулирующей диафрагмы (б)

Зависимость коэффициента расхода  $\mu$  от степени открытия диафрагмы  $\bar{\delta}$ , полученная в результате расчета, представлена на рис. 7. Здесь же приведены значения коэффициента расхода  $\mu$ , рассчитанные по методике [9] с использованием экспериментальных данных [8]. Как видно, расхождение данных невелико. Полученная зависимость  $\mu = f(\bar{\delta})$  была использована для определения расходной характеристики ЦНД.

На рис. 8 представлены расчетные значения расхода пара  $G_{\text{ЦНД}}$  по измеренным давлениям  $P_{0\text{ЦНД}}$  и  $\bar{\delta}$ . В отличие от рис. 4 здесь отсутствует область, в которой при одних и тех же  $P_{0\text{ЦНД}}$  расходы пара на теплофикационных режимах оказываются больше, чем на конденсационных режимах. Здесь необходимо отметить, что расчет расхода пара в ЦНД по его расходной характеристике наиболее представителен, т.к. в этом случае исключаются практически все факторы, снижающие достоверность определения расхода  $G_{\text{ЦНД}}$  другими способами. Это включение и выключение регенеративных подогревателей, отборов пара на собственные нужды, тепловая инерционность ПГС-1, погрешности, связанные с измерениями большого количества параметров для расчета тепловых балансов и т.д.

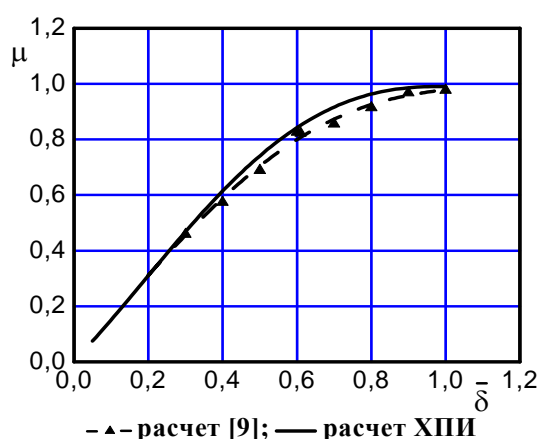


Рис. 7. Зависимость коэффициента расхода  $\mu$  от  $\bar{\delta}$

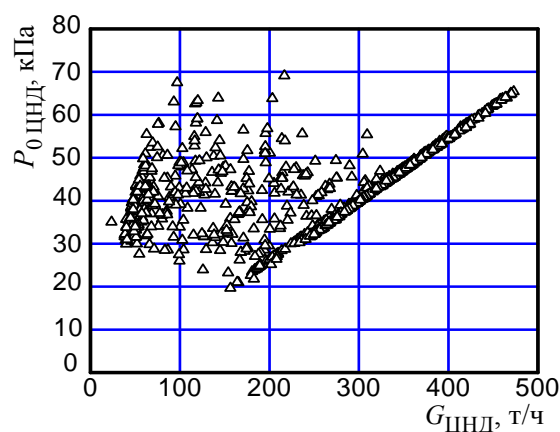


Рис. 8. Зависимость  $G_{\text{ЦНД}}$  от  $P_{0\text{ЦНД}}$  в теплофикационных и конденсационных режимах

При определении расхода в ЦНД по расходной характеристике большое значение имеет достоверность измеренных давлений пара перед ЦНД  $P_{0\text{ЦНД}}$ .

Достоверность измерений подтверждается тем (рис. 9), что линия регрессии измеренных данных на конденсационных режимах проходит через точку заводского расчета (300 МВт; 0,094 МПа).

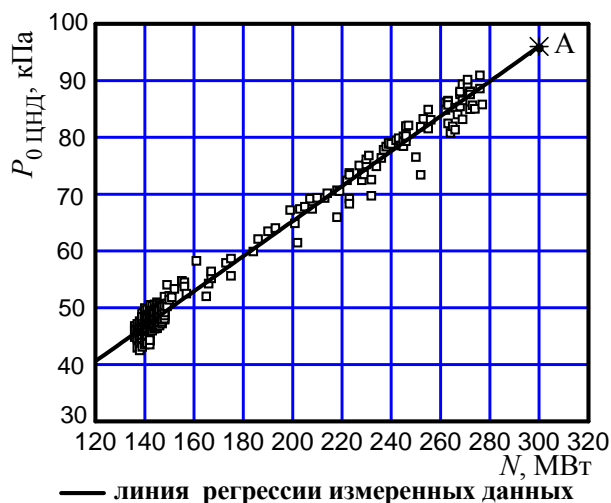


Рис. 9. Зависимость давления перед ЦНД от мощности турбины. Точка «А» – заводской расчет

давление в конденсаторе  $P_k$  принималось давление, измеренное датчиками давления.

Как уже отмечалось, критерием эффективности работы ЦНД является количество выработанной электроэнергии в течение промежутка времени, по истечении которого условия эксплуатации повторяются. За такой промежуток, как правило, принимают календарный год. При этом предполагается, что годовые графики электрической и тепловой нагрузки и климатические условия региона изменяются от года к году мало.

Величина выработанной электроэнергии одним потоком ЦНД турбины Т-250/300-23,5

$$A = \sum_{i=1}^n \left[ (N_{29_i} + N_{30_i} + N_{31_i}) \cdot \Delta t_i - (N_{B_{29_i}} + N_{B_{30_i}} + N_{B_{31_i}}) \cdot \Delta t_i \right].$$

Здесь  $N_{29_i}$ ,  $N_{30_i}$ ,  $N_{31_i}$  – мощности ступеней в турбинном режиме в интервале времени  $\Delta t_i$ , а  $N_{B_{29_i}}$ ,  $N_{B_{30_i}}$ ,  $N_{B_{31_i}}$  – мощности вентиляции,  $n$  – число режимов, для которых измеренные значения параметров принимаются постоянными в интервале  $\Delta t_i$ .

Мощность ступеней в турбинных режимах в каждый момент времени

$$N_i = G_i \cdot \eta_{oi}(GV_i) \cdot h_0(GV_i),$$

а мощность вентиляции [10]

$$N_B = \frac{1}{2} \cdot C \left( \overline{GV}_2, \frac{l}{D_{cp}}, \frac{B_{cp}}{D_{cp}} \right) \cdot \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot l}{V_2} \cdot U_{cp}^3.$$

Величина выработанной электроэнергии одного потока ЦНД с удаленными рабочими лопатками последней ступени

$$A_1 = \sum_{i=1}^n \left[ (N_{29_i} + N_{30_i}) \cdot \Delta t_i - (N_{B_{29_i}} + N_{B_{30_i}}) \cdot \Delta t_i \right].$$

В расчетах за удельный объем пара за последней ступенью принимался удельный объем в конденсаторе  $V_k$ , который определялся двумя способами. В режимах работы, когда последняя ступень работает в турбинных режимах, удельный объем  $V_k$  определялся по давлению на линии насыщения по измеренной температуре в переходном патрубке конденсатора. В вентиляционных режимах температура в переходном патрубке оказывается выше температуры насыщения в конденсаторе, и в этих режимах за

Удаление лопаток последней ступени уменьшает годовую выработку в конденсационных режимах на величину, эквивалентную средней за год мощности 3335,5 кВт. В теплофикационных режимах уменьшение мощности составляет около 1954,1 кВт. Всего за год недовыработка электроэнергии эквивалентна уменьшению мощности на 2415,8 кВт.

Таким образом, при работе турбины Т-250/300-23,5 по зафиксированным графикам тепловой и электрической нагрузок демонтаж рабочих лопаток последних ступеней нецелесообразен. Хотя уже даже незначительные повышения тепловой нагрузки или снижение электрической нагрузки могут привести к тому, что последние ступени будут больше поглощать энергии, чем вырабатывать, так как уменьшение мощности ЦНД при работе без рабочих лопаток ступеней уже составляет меньше 5 % от номинальной мощности ЦНД.

Изложенная методика расчета выработки электроэнергии ЦНД позволяет более точно оценить пережоги топлива, связанный с отклонением во время эксплуатации фактического давления в конденсаторе  $P_k^{\Phi}$  от нормативного  $P_k^H$ . Величина пережога топлива является важным показателем, который используется не только для расчета энергетических показателей оборудования, а также и для оценки эффективности работы конденсационной установки. В соответствии с нормативными энергетическими характеристиками (НЭХ) турбины Т-250/300-23,5 пережог топлива определяется по формуле

$$B = \frac{1,866 \cdot 8,8 \cdot (P_k^{\Phi} - P_k^H) \cdot A}{N \cdot q \cdot \eta_{\text{котла}}^{\text{брутто}}}, \quad (1)$$

где 1,866 – поправка на вакуум, МВт/кПа; 8,8 – средний удельный расход тепла на выработанную единицу электроэнергии, ГДж/(МВт·ч);  $P_k^{\Phi}$  и  $P_k^H$  – соответственно осредненные фактическое и нормативное давления в конденсаторе, кПа;  $A$  – количество выработанной электроэнергии, МВт·ч;  $N$  – средняя мощность турбины за рассматриваемый период, МВт;  $q$  – теплотворная способность тонны условного топлива,  $q = 29,3$  ГДж/т.у.т;  $\eta_{\text{котла}}^{\text{брутто}}$  – КПД котла брутто.

Как указывается в НЭХ, приведенная формула используется для расчета пережога топлива для конденсационных и теплофикационных режимов работы турбины. Однако, как показывают результаты расчета, в теплофикационных режимах при малых расходах пара в ЦНД поправка на вакуум значительно меньше и достигает 0,4 МВт/кПа. В этих же режимах снижается и удельный расход тепла, достигая значений около 5,8 ГДж/(МВт·ч). Поэтому при одинаковой разнице  $P_k^{\Phi}$  и  $P_k^H$  величина пережога топлива на теплофикационных режимах, особенно при малых  $\delta$  может быть почти в 7 раз меньше, чем на конденсационных режимах.

Указанные выше недостатки исключаются, если за выбранный достаточно небольшой (1 – 2 часа) интервал времени  $\Delta t_i$  пережог рассчитывать по формуле

$$B_i = \frac{q_{\Delta i} \cdot (N_i^{\Phi} - N_i^H) \cdot \Delta t_i}{q \cdot \eta_{\text{котла}}^{\text{брутто}}}, \quad (2)$$



где  $q_{эi}$  – удельный расход тепла на выработанную единицу электроэнергии, ГДж/(МВт·ч);  $N_i^{\phi}$  и  $N_i^H$  – соответственно мощности ЦНД при фактическом и нормативном давлении в конденсаторе. Величина пережога топлива за отчетный период будет равна

$$B_M = \sum_{i=1}^n B_i .$$

### Литература

1. *Зайцев М.В.* Выбор варианта модернизации энергоблоков К-300-240 Зуевской и Змиевской ГРЭС / М.В. Зайцев, О.Н. Слабченко, А.А. Алехин, А.Г. Чупыра // Энергетика и электрификация. – 1996. – № 6. – С. 11-14.
2. *Симою Л.Л.* Повышение эффективности работы турбоустановки Т-250/300-240 путем модернизации ЦНД / Л.Л. Симою, В.Ф. Гуторов, В.П. Лагун, Г.Д. Баримберг // Теплоэнергетика. – 2005. – № 11. – С. 68-74.
3. *Зарянкин А.Е.* Оценка целесообразности работы теплофикационной турбины Т-250/300-240 без последней ступени в ЦНД / А.Е. Зарянкин, Н.А. Зройчиков, Г.В. Ермолаев, О.М. Фичорьяк // Теплоэнергетика. – 2005. – № 6. – С. 14-18.
4. *Костюк А.Г.* Об условиях перевода паровой турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ в режим работы без рабочих лопаток последней ступени / А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 23-30.
5. *Самойлович Г.С.* Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский – М.: Энергоиздат, 1982.
6. *Шапиро Г.А.* Результаты натурных исследований переменных режимов работы ЧВД теплофикационной турбины / Г.А. Шапиро, В.П. Лагун, Л.Л. Симою // Теплоэнергетика. – 1976. – № 10. – С. 31-33.
7. *Симою Л.Л.* Расчет переменных режимов ЧНД теплофикационных паровых турбин / Л.Л. Симою, М.С. Индурский, Е.И. Эфрос // Теплоэнергетика. – 2000. – № 2. – С. 16-20.
8. *Дейч М.Е.* Исследование регулирующих поворотных диафрагм отопительного отбора турбин 25–100 МВт / М.Е. Дейч, Л.Г. Шейнкман // Теплоэнергетика. – 1976. – № 10. – С. 31-33.
9. *Слабченко О.Н.* Результаты расчета течения в каналах регулирующей поворотной диафрагмы теплофикационной турбины / О.Н. Слабченко, Д.В. Кирсанов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 73-75.
10. *Дейч М.Е.* Исследования и расчеты паровых турбин / М.Е. Дейч, Б.М. Трояновский. – М.: Машиностроение, 1964.
11. *Шнез Я.И.* Экспериментальное исследование частичных режимов работы турбинной ступени / Я.И. Шнез, В.Н. Пономарев, Л.Н. Быстрицкий // Энергомашиностроение. – 1977. – С. 10-14.

© Слабченко О.Н., Зайцев М.В., Козлоков А.Ю., Золотухин А.Д., 2009